

[Previous Doc](#)[Next Doc](#)
[First Hit](#)[Go to Doc#](#)Generate Collection

L4: Entry 22 of 51

File: JPAB

Aug 7, 1982

PUB-NO: JP357127146A
DOCUMENT-IDENTIFIER: JP 57127146 A
TITLE: PLANETARY GEAR DEVICE

PUBN-DATE: August 7, 1982

INVENTOR-INFORMATION:

NAME

COUNTRY

IGAKU, SHIYOUJI

TOUMA, HIDEKAZU

FUJIMORI, ETSUO

ASSIGNEE-INFORMATION:

NAME

COUNTRY

MATETSUKUSU KK

APPL-NO: JP56012325

APPL-DATE: January 29, 1981

US-CL-CURRENT: 475/335

INT-CL (IPC): F16H 1/36; F16H 1/48

ABSTRACT:

PURPOSE: To reduce a frictional force between the planetary shaft and the planetary circular plate, and a circular plate and the gear by a method wherein the planetary gear and the planetary circular plate are supported by a planetary shaft, respectively.

CONSTITUTION: A planetary gear device 2 is composed of a planetary gear 6 at a central outer circumferential part having teeth, a gear receiving ring 7 at the inner circumferential part installed between the planetary gear 6 and the planetary shaft 5 fixed to the carrier 4, and a planetary circular plate 8 having an outer diameter equal to a pitch circle of the planetary gear 6 arranged at both sides of the planetary gear 6. The planetary gear 6 and gear receiving ring 7, planetary circular plates 8, 8 are completely separately and rotatably supported by the planetary shaft 5. The outer shell inner gear 3 is composed of an outer shell gear 9 and an outer shell ring 10 having the same inner diameter as a pitch circle of the outer shell gear 9 which is arranged at both sides thereof.

COPYRIGHT: (C)1982, JPO&Japio

[Previous Doc](#)[Next Doc](#)[Go to Doc#](#)**Best Available Copy**

⑫ 公開特許公報 (A)

昭57—127146

⑤ Int. Cl.³
F 16 H 1/36
1/48

識別記号

庁内整理番号
2125—3 J
2125—3 J

⑬ 公開 昭和57年(1982)8月7日

発明の数 1
審査請求 未請求

(全 6 頁)

⑭ 遊星歯車装置

和泉市鶴山台3丁目7番73—10
2号

⑯ 特 願 昭56—12325

⑰ 発 明 者 藤森悦夫

⑱ 出 願 昭56(1981)1月29日

摂津市三島3丁目1番13号

⑲ 発 明 者 井学庄司
大和高田市松塚365の2

⑳ 出 願 人 マテックス株式会社

大阪市天王寺区小橋町2番6号

㉑ 発 明 者 当英和

㉒ 代 理 人 弁理士 川瀬茂樹

明 細 書

1 発明の名称

遊星歯車装置

2 特許請求の範囲

- 1 遊星歯車は歯を設けた中央の遊星ギヤ部と、該遊星ギヤ部の両側に遊星ギヤ部と独立に設けられピッチ円に等しい外径を有する遊星円板とよりなり、外殻内歯歯車は歯を設けた外殻ギヤと、外殻ギヤの両側に設けられピッチ円に等しい内径の外殻リングとより成る事を特徴とする遊星歯車装置。

- 2 遊星ギヤ部が外周部の遊星ギヤと内周部のギヤ受けリングの二部材に分割されている特許請求の範囲第1項記載の遊星歯車装置。

3 発明の詳細な説明

この発明は、ギヤの両側にピッチ円に等しい円板、リングを添架した構造の遊星歯車装置に関し、特に遊星歯車のギヤ部と円板とが独立に、遊星軸に支持されているものに関する。

遊星歯車装置に於て、遊星歯車及び外殻内歯歯

車の両側に、そのピッチ円と同じ直径の円板、リングを設けたものは既に知られている(特公昭54—17111)。

第7図に、このような遊星歯車装置の断面図を示す。これは、太陽歯車31、遊星歯車32、外殻内歯歯車33、遊星歯車を軸支するキャリヤ34等よりなる。

遊星歯車32は、撓み易くリング状の遊星ギヤ36と、この両側にあつて、内方へ膨出した環状切欠きによつて遊星ギヤ36を支持するピッチ円径の遊星円板37とよりなる。外殻内歯歯車33は、中央の外殻ギヤ38と、この両側に設けられたピッチ円内径の外殻リング39とよりなる。

遊星円板37は、外殻リング39上をピッチ円に沿つて転動する。遠心力等、半径方向の力は遊星円板37から外殻リング39へ伝達され、キャリヤの偏心運動を防ぐ事ができる。トルクは遊星ギヤ36、遊星軸35、外殻ギヤ38を通じて伝達される。

ギヤの噛合いによつて半径方向の力を受けるのではないから、ギヤの寸法精度、キャリヤの分割

精度の要求は厳しくない。こうして、遊星歯車装置の固有の難点とされた噛合条件の厳格な整合性の要求を緩和する事ができる。

しかし、この構造に於て、遊星ギヤ36は遊星軸35と接触せず、遊星円板37の内方へ膨出したボス部（環状切欠き）40によつて支持されている。ギヤをできるだけ不拘束とし、歯厚を減じ、歯先を挽き易くして、整合条件を実現しやすくするためである。

本発明者は、遊星ギヤが間接的に支持されることのような遊星歯車装置にはなお欠点のある事に気づいた。このような装置は、噛み合いが滑らかで、発熱も少い筈なのに、運転中かなり発熱する場合もある。長時間使用すると遊星ギヤの裏面、つまり円板37の内方膨出ボス部40と接触する部分の磨耗が著しい、という欠点もあった。

本発明者は、遊星ギヤと遊星円板の接触部の磨耗の原因について考えた。

理想的には、遊星円板は遊星ギヤのピッチ円に等しい大きさを持ち、外殻リングは外殻ギヤのピ

ッチ円に等しい内径を持ち、全ての遊星円板は、常に外殻リングに接触している筈である。従つて、遊星円板と遊星ギヤとは常に同一速度で回転し、両者の間にすべりを全く生じない事になる。

しかし、リング、円板は真円ではなく、寸法誤差があるし、温度による膨縮も顧慮しなければならない。両者が、円滑に回転するためには、間にクリアランスをとつておかなくてはならない。遊星円板は、ピッチ円より僅かに小さく、外殻リングは外殻内歯歯車のピッチ円より僅かに大きくしなければならない。

また遊星軸35と、遊星円板37の通孔41との間にもクリアランスを設ける。

遊星歯車32を構成するギヤ36と、円板37に関し、ギヤ36の回転についてはギヤ同士の噛み合いであるので正確である。しかし、円板37の回転には不確実性が伴う。

円板37をギヤ36と等速度で回転させる力は、円板37と外殻リング39の接触摩擦力 F_1 と、円板37とギヤ36との接触摩擦力 F_2 とに起因する。

一方、円板37の回転を抑制する力も存在する。それは、遊星軸35と通孔41における摩擦力、及びキャリヤ内壁との摩擦力 F_3 である。

回転摩擦力（ $F_1 + F_2$ ）が、制動摩擦力 F_3 より大きければ、円板はギヤとともに同速度で回転する。（ $F_1 + F_2$ ）が制動摩擦力 F_3 より小さければ、円板37は遊星軸35とキャリヤによつて拘束され、回転しない。但し、ここで摩擦力といっているのは摩擦力モーメントの事で、簡単のためにこう略記する。

常に、

$$F_1 + F_2 > F_3 \quad (1)$$

であれば良いが、これらは摩擦力であるから変動が激しく、何時もこうなるのではない。

円板、外殻リング、遊星軸などの間には、クリアランスがあるため、遊星円板の全てが常に外殻リング39と接触しているわけではない。外殻リングと離隔している円板については $F_1 = 0$ となる。このような時

$$F_1 + F_2 < F_3 \quad (2)$$

となり易い。すると円板は遊星軸にはりついて回らず、円板とギヤの接触面で滑りが起こり、発熱し、接触面が摩耗する。

不都合な事に、外殻リング・円板間の F_1 は、遊星軸に加わる力と無関係であるが、 F_2 、 F_3 は遊星軸と円板との間の垂直抗力 f 、つまり伝達トルク T に比例する。これはかなり大きい。

遊星軸と円板、円板とギヤとの間の摩擦係数を μ 、 μ' とすると、摩擦力 F_2 、 F_3 は、

$$F_2 = \mu' f \quad (3)$$

$$F_3 = \mu f \quad (4)$$

と書ける。外殻リング・円板間摩擦力 F_1 は f に比例しないから、もしも $\mu > \mu'$ であれば、制動摩擦力 F_3 の優越する可能性が大きくなる。

キャリヤ伝達トルク T は、遊星歯車の数を N 、遊星軸心と太陽歯車軸心の距離を R として

$$T = N f R \quad (5)$$

によつて垂直抗力 f と関係づけられる。

伝達トルク T が増大すれば、ますます、遊星円板と遊星ギヤとの間の滑り、発熱が著しくなるわ

けである。滑り面に加わる摩擦力は(3)式に示すようにトルクに比例し、これが摩擦仕事に比例するからである。

それでは、円板とギヤとの結合を密にすれば良いようにみえる。こうすると $\mu' > \mu$ となるし、円板・ギヤ摩擦力 F_2 が大きくなって不等式(2)は常に満たされるからである。

しかし、円板とギヤとを一体化させたものは、摩擦制動力が生じ好ましくない。円板は遊星歯車のピッチ円より僅かに小さく、外殻リングは外殻ギヤのピッチ円より僅かに大きい。円板が外殻ギヤに接して転動すれば、遊星ギヤより幾分早く回らなければならない。しかし、円板とギヤが緊密に一体化されていると、独立に回転できないから、これは遊星ギヤに対する制動力として働くことになるわけである。この制動力は遊星歯車装置全体の動力伝達効率を低下させる。

結局、最も望ましいものは、遊星歯車を構成する遊星円板と遊星ギヤとが独立して回転できるように組合わされ、その間の摩擦力 F_2 は小さく、円

板と遊星ギヤとの間の摩擦力 F_3 も小さいものがよいわけである。

本発明はこのような要求に応じてなされたものである。

本発明は、遊星ギヤ部も遊星円板も、ともに単純な円板形状であつて、独立に遊星軸によつて支持されており、遊星ギヤ部に加わる力 F が遊星円板には全くかからず、遊星軸・遊星円板間の摩擦力は少なく、円板・ギヤ間の摩擦力も僅かで、発熱、摩耗のない遊星歯車装置を与える。

以下、実施例を示す図面によつて、本発明の構成、作用及び効果を詳しく説明する。

第1図は本発明の実施例に係る遊星歯車装置の一部切欠き正面図、第2図は一部切欠き背面図、第3図は第1図中のX O Y断面図である。

この遊星歯車装置は、中心の太陽歯車1と、これを囲みかつ噛み合う複数個の遊星歯車2と、最外殻にあつて遊星歯車2に噛み合う外殻内歯歯車3と、遊星歯車を軸支するキャリヤ4とよりなる。

遊星歯車2は、歯を設けた中央外周部の遊星ギ

ヤ6と、遊星ギヤ6とキャリヤ4に固設された遊星軸5との間に介設された内周部のギヤ受けリング7と、遊星ギヤ6の両側に設けられ遊星ギヤ6のピッチ円に等しい外径を有する遊星円板8とよりなる。遊星ギヤ6及びギヤ受けリング7と、遊星円板8、8とは全く独立に遊星軸5により回転自在に支持される。

外殻内歯歯車3は、歯を設けた中央の外殻ギヤ9と、これの両側に設けられ外殻ギヤ9のピッチ円に等しい内径の外殻リング10とよりなる。

ただし、遊星円板8、外殻リング10は遊星ギヤ6、外殻ギヤ9のピッチ円に等しい外径、内径を持つというが、もちろん適当なクリアランスをとらなければならない。

キャリヤ4は、遊星歯車2を両側から、遊星軸5によつて軸支するので、遊星歯車の両側に円板状のAキャリヤ11とBキャリヤ12とを一体組合せてなる。

太陽歯車1、キャリヤ4の中心には、太陽軸孔13、キャリヤ軸孔14が廻り止め形状に形成されて

いる(スプライン、セレーション、キー溝、D字型孔など)。ここに入出力軸(図示せず)を取付ける。

Aキャリヤ11とBキャリヤ12は、この例では、A隆起部15とB隆起部16を予め形成しておき、A隆起部15の突起17を、B隆起部16の嵌込孔18に嵌込み、接着剤19で固定してある。突起17を延長して、外側で溶着しても良い。これはキャリヤがプラスチックの場合であるが、金属の場合は、リベット、ボルト等でA、Bキャリヤを一体結合する。

外殻内歯歯車3の周囲には機器のケーシング(図示せず)に固定する為の取付孔20、……が穿孔してある。

第4図は遊星歯車2のみの分解拡大断面図である。

遊星ギヤ6は半径方向には薄いリング状歯車であつて、太陽歯車1と外殻ギヤ9に噛合し両者から $F/2$ ずつの力を受け、 F の力として遊星軸5に伝達する。キャリヤ4に伝わるトルクは、このように遊星ギヤ6によつて担われるが、半径方向力

は遊星ギヤ6には掛からない。

ギヤ受けリング7は遊星ギヤ6と同じ幅Wを有し、遊星軸5と遊星ギヤ6との間に配された緩衝用部材である。遊星ギヤの厚みQ、ギヤ受けリング7の厚みR、ギヤ受けリングのギヤ通孔21の内半径Uの和がピッチ半径Pである。もちろん、遊星ギヤとギヤ受けリングの間、ギヤ受けリングと遊星軸の間には適当なクリアランスを設けておかなければならない。ギヤ受けリングはプラスチックとする事もできる。

遊星円板8は単純な円板であつて、外径は、遊星ギヤのピッチ円径に等しい。中心には内半径Vの円板通孔23が穿孔してある。

遊星軸5は、ギヤ受けリング7を介して遊星ギヤ6を、及び直接遊星円板8を軸支するが、遊星ギヤ6、ギヤ受けリング7と遊星円板8は相互に結合されておらず、独立しており、自由接触面23を境に相対回転する事ができる。

本発明に於て、遊星円板が単純な円板であつて、これが遊星ギヤと遊星軸の間に介在しない、とい

うのが特徴である。従つて、遊星ギヤ部を構成する遊星ギヤ6とギヤ受けリング7とは一体にする事もできる。

第5図はこのような他の実施例を示す遊星歯車のみ拡大断面図である。もしも、キャリアの分割精度が高く、噛合いの不整合が少なければ、遊星ギヤ6と、遊星軸5の間に多くのバックラッシュを取る必要がないから、このようにギヤ受けリングと遊星ギヤとを一体化して、遊星ギヤ部6'としても差支えない。

以上の構成に於て、その作用、効果を説明する。

この遊星歯車装置は、外殻内歯歯車を固定し、太陽軸孔、キャリア軸孔に入力軸、出力軸を連結すれば、減速機或は増速機として使用できる。外殻内歯歯車を回転させる事も可能である。

遊星ギヤ6と、遊星円板8は、独立して太陽軸5に軸支されているから、トルクを伝達する遊星ギヤ6と遠心力やキャリアの半径方向のフレを抑制する遊星円板8の機能が全く分離される。

遊星円板8と外殻リング10が外接して、半径方

向のキャリアのフレを抑え、遊星ギヤの歯先が過度の圧力で外殻ギヤに噛込むのを防止する。従つて、動力伝達効率は高く、ギヤ間の接触による発熱、振動も少い。ギヤの摩損も僅かである。

遊星円板8と、遊星軸5との間に加わる軸・円板摩擦力F3は小さい。ギヤ6と円板8とは自由接触面23を介して軽く接しているだけであるから、ギヤに加わるトルクTに起因する垂直抗力fが円板・軸間に作用しないのである。(3)、(4)式が成立たず、円板・ギヤ摩擦力F2は殆んど0である。軸・円板摩擦力F3も、円板・外殻リング摩擦力F1より小さい。

円板は自由に回転する事ができ、F2、F3はF1より小さいので、外殻リング上を転動して自転する。

従つて、円板と遊星ギヤの間には相対回転速度のズレが殆んどない。しかも、円板と遊星ギヤ間にスラスト力が働かないので、回転速度に差があつても、これによつて摩擦損失が生ずる事はない。発熱、振動は少なく、長年使用しても円板、ギヤ

側面は摩耗しない。

第6図はこのような遊星ギヤ、遊星円板と遊星軸、太陽歯車、外殻内歯歯車間の力の配分を示す略図である。遊星ギヤ6は太陽歯車、外殻内歯歯車からの力 $f/2$ を受けて、力の方向へずれ、遊星軸との間に摩擦力F4を生ずる。

遊星円板8は、ギヤからの力を受けず、遊星軸5とほぼ同心位置を保ちながら回転する。遊星円板の半径Vを、遊星ギヤの半径Uより僅かに小さくしておけば、円板の作用はより強く発揮され、キャリアの分割誤差、歯車の寸法誤差などの影響を除く事ができる。これらの誤差があるとき、キャリアの回転中心は、外殻内歯歯車の中心とはズレており、前者は後者の周囲を小さい半径で円運動する。もしも、遊星円板8、8がなければ、噛み合いのバランスがとれていないので、局所的に深い噛込みの部分や浅い部分ができ、抵抗が大きい。

遊星円板8、8があるのでギヤの回転中心の軌跡は、円板8、8と外殻リング10のみで決まつて

しまう。噛合いの不整合は、中心のズレによつて吸収され、遊星歯車に加わるトルクは常に均等分配される。

このように有用な発明である。

4. 図面の簡単な説明

第1図は本発明の実施例に係る遊星歯車装置の一部切欠き正面図。

第2図は同じものの一部切欠き背面図。

第3図は第1図中のX O Y断面図。

第4図は遊星歯車だけの分解拡大断面図。

第5図は他の実施例を示す遊星歯車の拡大断面図。

第6図は本発明の構成における遊星歯車の力関係を示す略図。

第7図は公知例を示す遊星歯車装置の断面図。

第8図は第7図の公知の装置に於る遊星歯車の力関係を示す略図。

- 1 太陽歯車
- 2 遊星歯車
- 3 外殻内歯歯車

4 キャリヤ

5 遊星軸

6 遊星ギヤ

7 ギヤ受けリング

8 遊星円板

9 外殻ギヤ

10 外殻リング

21 ギヤ通孔

22 円板通孔

23 自由接触面

F1 遊星円板と外殻リング間の摩擦力

F2 遊星円板と遊星ギヤ間の摩擦力

F3 遊星円板と遊星軸間の摩擦力

f 遊星ギヤと遊星歯車との間に生じる垂直抗力

T キャリヤに生ずるトルク

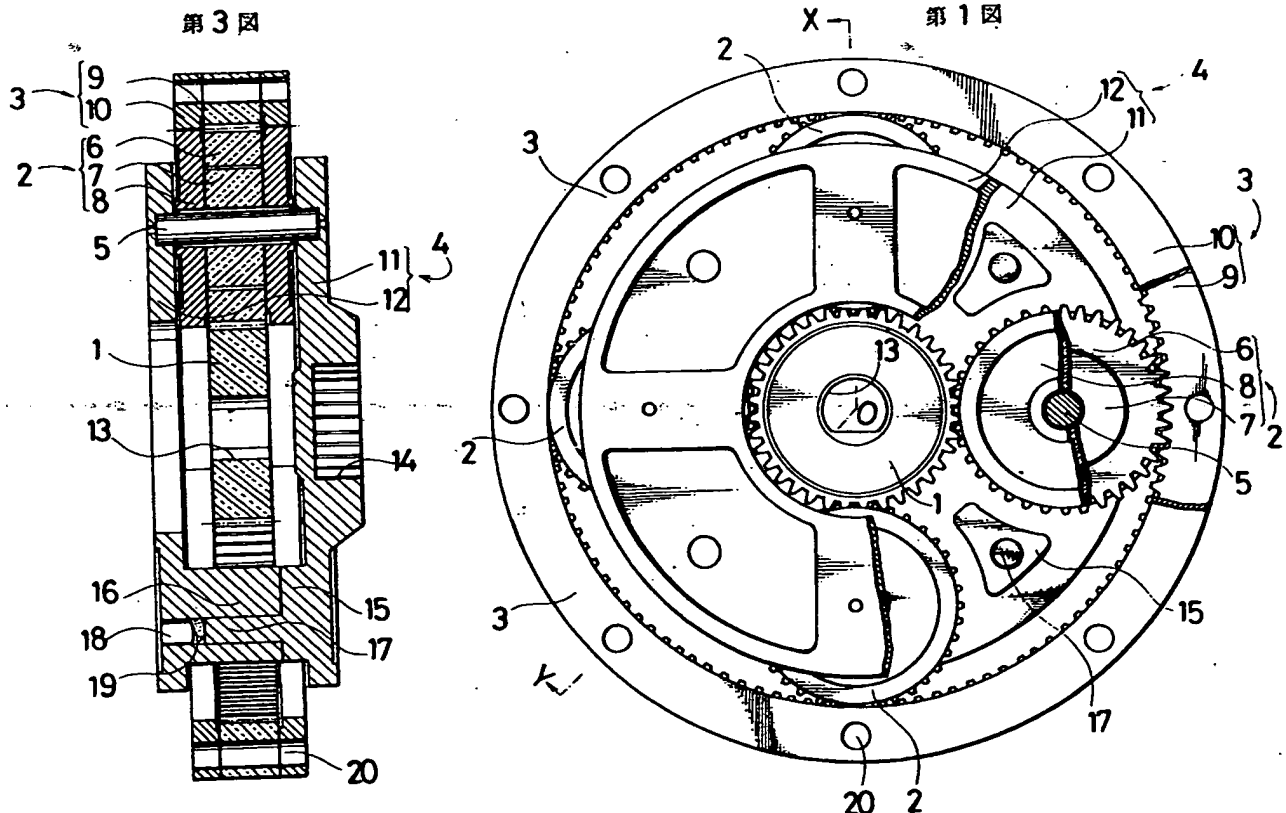
N 遊星歯車の数

発 明 者

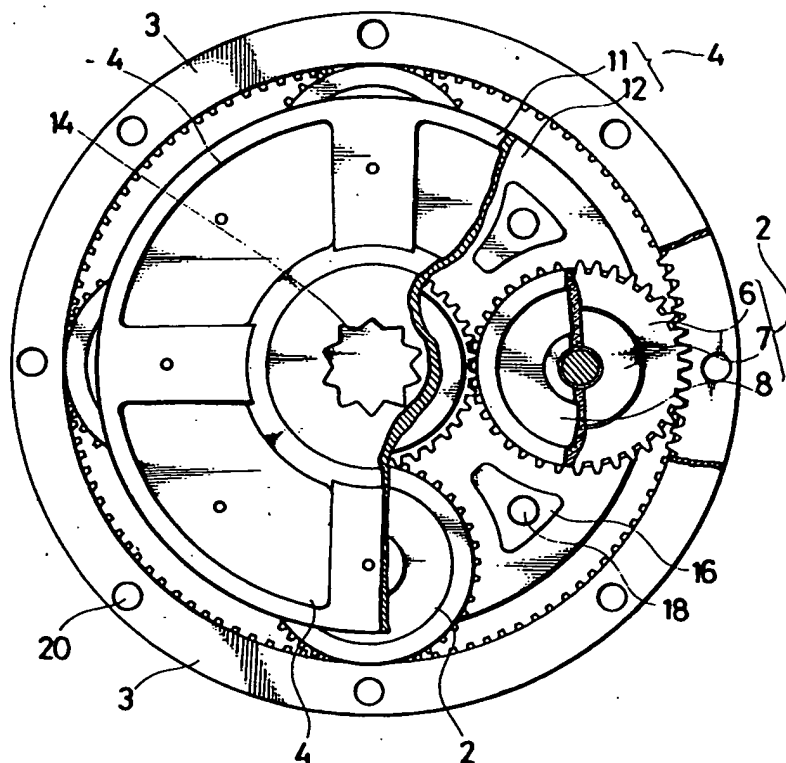
井 学 庄 司

当 英 和

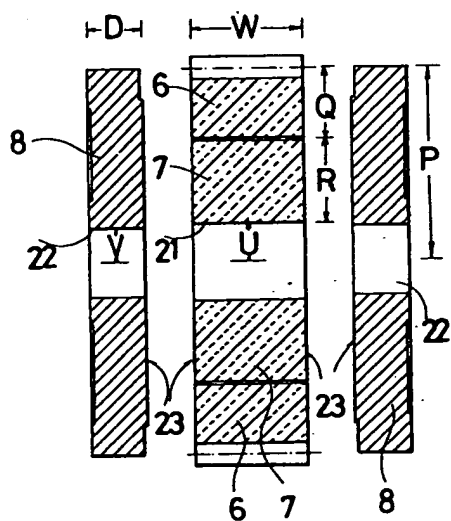
藤 森 悦 夫



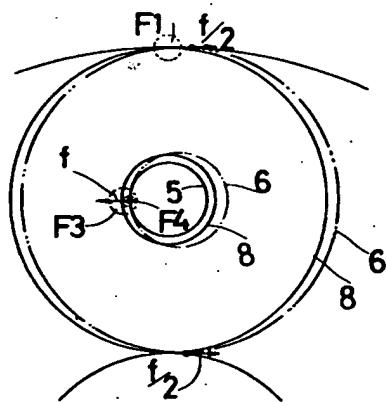
第2図



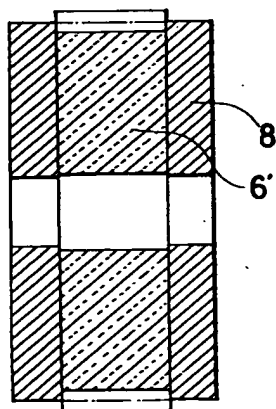
第4図



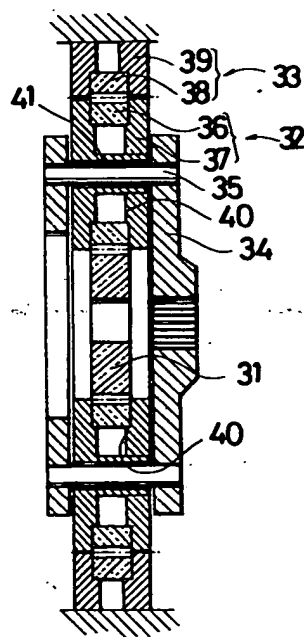
第6図



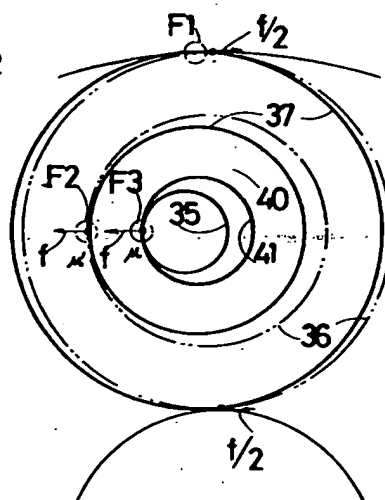
第5図



第7図



第8図



**This Page is Inserted by IFW Indexing and Scanning
Operations and is not part of the Official Record**

BEST AVAILABLE IMAGES

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images include but are not limited to the items checked:

- ☐ BLACK BORDERS
- ☐ IMAGE CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES
- ☐ FADED TEXT OR DRAWING
- ☐ BLURRED OR ILLEGIBLE TEXT OR DRAWING
- ☐ SKEWED/SLANTED IMAGES
- ☐ COLOR OR BLACK AND WHITE PHOTOGRAPHS
- ☐ GRAY SCALE DOCUMENTS
- ☐ LINES OR MARKS ON ORIGINAL DOCUMENT
- ☒ REFERENCE(S) OR EXHIBIT(S) SUBMITTED ARE POOR QUALITY
- ☐ OTHER: _____

IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.

As rescanning these documents will not correct the image problems checked, please do not report these problems to the IFW Image Problem Mailbox.